УДК 539.3

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КЛАПАНА ХИМИЧЕСКОГО РЕАКТОРА

Б.А. Люкшин*, П.А. Люкшин, Н.Ю. Матолыгина, М.В. Липовка**

Институт физики прочности и материаловедения СО РАН. г. Томск
E-mail: natmat@ispms.tsc.ru
* Томский университет систем управления и радиоэлектроники
E-mail: borisljuk@mail.ru
** Томский нефтехимический комбинат

Дается обоснование предлагаемых изменений в конструкции аварийного клапана химического реактора высокого давления. Численными методами теории упругости проведен анализ напряженно-деформированного состояния сопрягаемых деталей клапана. Параметрическими исследованиями получен вариант сопряжения элементов клапана, обеспечивающий герметизацию химического реактора.

Введение

Во время работы химического реактора рабочее давление газа в нем достигает 200 МПа. Аварийный клапан должен герметично закупоривать реактор до тех пор, пока давление в нем не превышает определенного предела, и сбрасывать излишки давления в атмосферу, если рабочее давление превышает допустимое. Естественно, что аварийный клапан должен иметь конструктивные особенности, которые исключают утечку газа при штатном рабочем давлении. В действующей конструкции аварийного клапана между двумя сопрягаемыми металлическими поверхностями вставлялась серебряная проволока (кольцо), которая должна была служить герметиком (уплотнением) и предотвращать утечку газа через зазор между сопрягаемыми поверхностя-

ми. Недостатком такой конструкции является наличие дополнительной сопрягаемой детали в узле, которая по регламенту подлежит замене при каждом ремонте или разборе клапана.

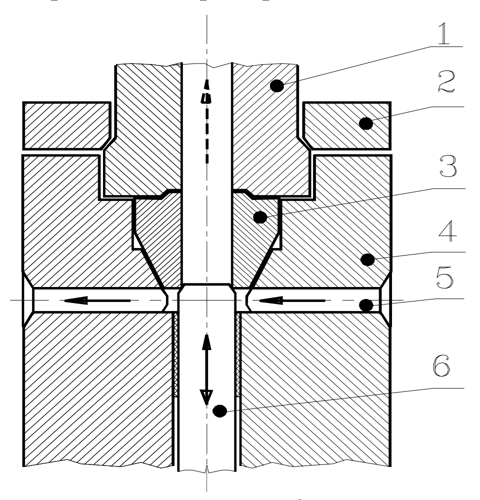


Рис. 1. *Схема аварийного сбросного клапана: 1) штуцер; 2) нажимной фланец; 3) конусное седло; 4) корпус; 5) канал; сплошной стрелкой показано направление движения газа в рабочем режиме, штриховой при сбросе давления; 6) плунжер, стрелкой показаны направления его движения*

Наряду с действующей предлагается более простая конструкция клапана (рис. 1), в которой сопрягаемые металлические поверхности имеют вид усеченного конуса. Преимущество такого технического решения заключается в устранении дополнительной детали в узле сопряжения и упрощение процедуры сборки клапана при его ремонте. Если угол конусности седла клапана и основания клапана (корпуса) совпадают, напряжения в зоне контакта равномерно распределены по всей площади усеченного конуса. Если же угол расточки седла клапана и его основания отличаются на один или несколько градусов, то напряжения в зоне контакта возрастают, а сама зона контакта при несовпадении углов конусности уменьшается.

Величина зоны контакта и параметры напряженно-деформированного состояния (НДС) седла и основания клапана рассчитываются исходя из соотношений теории упругости.

Основные соотношения теории упругости. Метод решения

В осесимметричной задаче теории упругости кручение отсутствует, компонента перемещений v вдоль координаты θ равна нулю, компоненты u и w не зависят от θ (рис. 2) [1].

Деформации вдоль осей r, θ, z, а также деформация сдвига в плоскости rz равны:

$$\varepsilon_{rr} = \frac{\partial U}{\partial r}; \quad \varepsilon_{\theta\theta} = \frac{U}{r}; \quad \varepsilon_{rz} = \frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial r}.$$

Ненулевые компоненты тензора напряжений связаны с компонентами тензора деформаций следующими соотношениями:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{rr} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{\theta\theta} \\ \sigma_{rz} \end{Bmatrix} = \frac{E(1-\mu)}{(1+\mu)(1-2\mu)} \begin{vmatrix} 1 & \frac{\mu}{1-\mu} & \frac{\mu}{1-\mu} & 0 \\ \frac{\mu}{1-\mu} & 1 & \frac{\mu}{1-\mu} & 0 \\ \frac{\mu}{1-\mu} & \frac{\mu}{1-\mu} & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{rr} \\ \varepsilon_{zz} \\ \varepsilon_{\theta\theta} \\ \varepsilon_{rz} \end{Bmatrix};$$

или в компактной форме:

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\}.$$

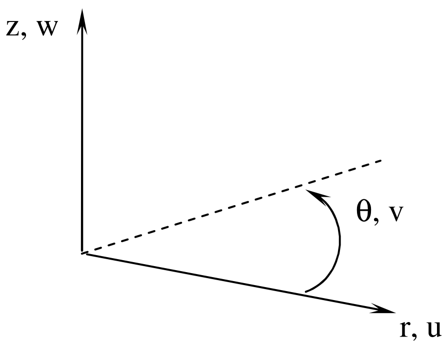


Рис. 2. *Оси и перемещения вдоль осей цилиндрической системы координат*

Осесимметричная задача теории упругости в данной работе решается методом конечных элементов (МКЭ) [2]. Компоненты перемещений U, W аппроксимируются внутри треугольного конечного элемента линейной функцией. Соотношения между деформациями и перемещениями в матричной форме имеют вид:

$$\{\varepsilon\} = [B]\{U\}.$$

$[B]$ – матрица градиентов – имеет вид:

$$[B] = \frac{1}{2A} \begin{vmatrix} b_i & 0 & b_j & 0 & b_k & 0 \\ 0 & c_i & 0 & c_j & 0 & c_k \\ \frac{2AN_i}{r} & 0 & \frac{2AN_j}{r} & 0 & \frac{2AN_k}{r} & 0 \\ c_i & b_i & c_j & b_j & c_k & b_k \end{vmatrix};$$

где

$$a_i = r_j z_k - r_k z_j; \quad b_i = z_j - z_k; \quad c_i = r_k - r_i;$$

$$N_i = \frac{1}{2A}(a_i + b_i r + c_i z); \quad A = \frac{1}{2} \begin{vmatrix} 1 & r_i & z_i \\ 1 & r_j & z_j \\ 1 & r_k & z_k \end{vmatrix}.$$

Коэффициенты a_j, b_j, c_j, a_k, b_k, c_k функции формы N_j, N_k получаются круговой перестановкой индексов i, j, k.

После того, как определены матрицы [D] и [B], нетрудно определить матрицу жесткости конечного элемента для осесимметричной задачи теории упругости в виде:

$$[K^e] = \int_v [B]^T [D][B] dV; \qquad (1)$$

где $dV=2\pi r dA$ элементарный объем тора, полученного вращением сечения dA вокруг оси.

Если в формуле (1) матрицы $[D]$ и $[B]$ содержат только постоянные величины, то они могут быть вынесены из под знака интеграла. Однако матрица $[B]$ содержит коэффициенты, являющиеся функциями координат. Заменим переменные величины r и z их средними значениями $\bar{r}$ и $\bar{z}$ каждом конечном элементе, тогда матрица жесткости для конечных элементов в осесимметричной задаче теории упругости примет вид [2]:

$$[K^e] = \int_V [\bar{B}]^T \cdot [D] \cdot [\bar{B}] \cdot 2\pi \cdot \bar{r} A,$$

где $[\bar{B}]$ – матрица коэффициентов, в которой вместо переменных величин r, z используются их средние значения по элементу.

Матричное уравнение для ансамбля элементов имеет вид:

$$[K] \cdot \{U\} = \{F\}$$

где $[K]$ – глобальная матрица жесткости, которая собирается из матриц жесткости элементов отдельных элементов $[K^e]$, $\{F\}$ – глобальный вектор-столбец нагрузки.

Вектор-столбец нагрузки $\{F\}$ для ансамбля элементов формируется следующим образом. Пусть на тело вращения воздействует поверхностная нагрузка p_r и p_z. Тогда вектор узловых нагрузок

$$\{f\}^e = \frac{2\pi l_{ij}}{6} \begin{Bmatrix} (2R_i + R_j)p_r \\ (2R_i + R_j)p_z \\ (R_i + 2R_j)p_r \\ (R_i + 2R_j)p_z \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

где l_{ij} – длина стороны между узлами i и j.

Если рассматривается горизонтальная поверхность, то $R_i \neq R_j$ и тогда на наиболее удаленный от оси вращения узел будет приходиться большая часть нагрузки, чем на узел, расположенный ближе к оси вращения. Если рассматривается вертикальная поверхность, то $R_i = R_j$ и компоненты нагрузки поровну распределены между узлами конечного элемента.

Для получения разрешающей системы уравнений МКЭ проводится процесс ансамблирования конечных элементов по всей расчетной области и получается глобальная матрица жесткости и глобальный вектор нагрузки для всей области.

Система линейных алгебраических уравнений, получающаяся в результате применения процедуры МКЭ, симметрична, содержит 938 уравнений, имеет ленточную структуру (ширина ленты равна 40), решается методом Гаусса [3].

Реализация метода пошагового нагружения

Расчетная область, которая включает в себя контактирующие поверхности аварийного клапана, изображена на рис. 3.

На участках контура по нормали к поверхности действуют давления: $\sigma_{nn}|_{AB}=1000$ МПа; $\sigma_{zz}|_{BC}=200$ МПа; $\sigma_{zz}|_{FE}=-330$ МПа. Касательные напряжения на этих площадках принимаются равными нулю.

Перемещения на участках CG и GH равны нулю:

$$v|_{CG}=0,\ w|_{CG}=0,\ v|_{GH}=0,\ w|_{GH}=0.$$

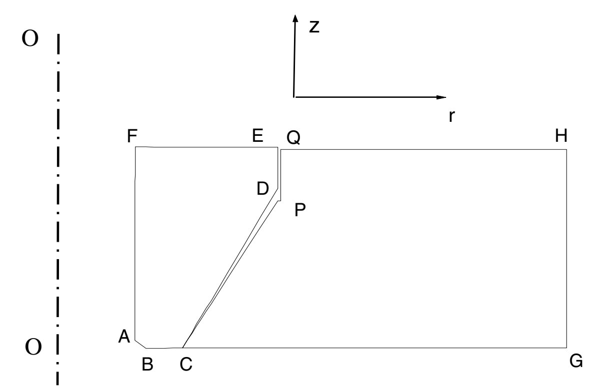


Рис. 3. *Конфигурация расчетной области. Многоугольник ABCDEF — седло клапана, многоугольник CGHQP — основание клапана, линия OO — ось вращения*

На рис. 3 угол конусности седла клапана равен 28°, угол конусности основания клапана равен 30°, и угол рассогласования составляет 2°.

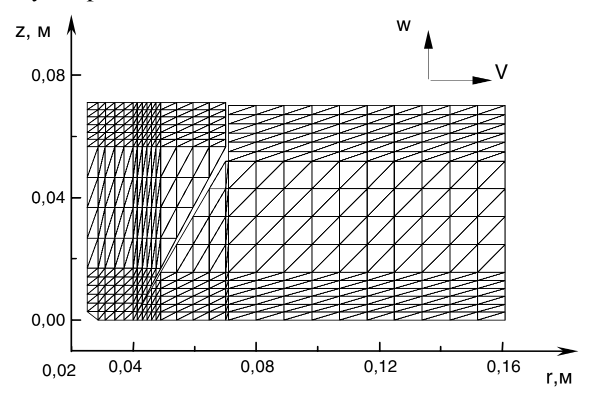


Рис. 4. *Сетка конечных элементов*

Седло клапана и основание клапана могут иметь различные углы конусности, поэтому сетка конечных элементов наносится независимо на седло клапана и на основание клапана (рис. 4).

Особый интерес представляет изменение сетки в зоне контакта седла клапана и основания клапана в процессе нагружения. Пусть в начальный момент нагружения (рис. 5) площадь контакта седла и основания клапана равна длине стороны одного элемента, умноженной на $2\pi r$. Тогда в начальный момент приложения нагрузки узлы 86 и 85, 105 и 104 связаны (совпадают), а узлы 123 и 124 находятся на некотором расстоянии друг от друга. По мере возрастания сжимающей нагрузки седло и основание клапана деформируются и узлы 123 и 124 постепенно приближаются и сливаются в один. После этого седло и клапан имеют общую площадку, расположенную между узлами 86-105-124 с одной стороны на седле и узлами 85-104-123 с другой стороны на основании клапана.

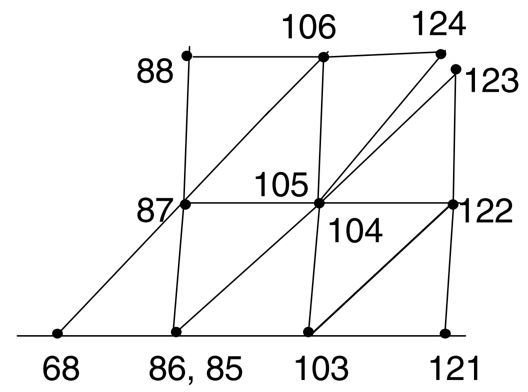


Рис. 5. *Сетка конечных элементов в зоне контакта*

Задача расчета клапана решается методом пошагового нагружения [4]. На каждом шаге процесса рассчитывается НДС седла и основания. Затем контролируется, насколько близко подходит узел на седле клапана (узел 124) к соответствующему узлу на основании клапана (узел 123). В процессе решения на каждом шаге происходит вычисление узлов деформированной сетки конечных элементов. Если расстояние между соседними узлами седла и основания клапана меньше наперед заданной малой величины, узлы связываются в один. Процесс нагружения может продолжаться дальше, однако площадь контакта на следующих шагах нагружения увеличивается по сравнению с начальной. Таким образом, площадь контакта седла и основания клапана по мере развития процесса нагружения будет изменяться, что и учитывается в алгоритме последовательного нагружения.

Процедура связывания узлов состоит в следующем. Перемещения в связанных узлах равны, следовательно, строки и столбцы в глобальной матрице жесткости, соответствующие перемещениям связываемых узлов, не являются независимыми. Один из связываемых узлов принимается за основной, другой за вспомогательный, строки и столбцы вспомогательного узла складываются со строками и столбцами основного узла. Затем строки и столбцы вспомогательного узла преобразуются следующим образом: диагональный член умножается на 10^6, а компоненты глобального вектора нагрузки, соответствующие вспомогательному узлу, приравниваются нулю.

После решения системы алгебраических уравнений получается, что перемещения во вспомогательном узле равны нулю. Приравнивая их перемещениям в основном узле, получаем реальную картину перемещений в упругом теле.

Расчет напряженно-деформированного состояния аварийного клапана при различных углах конусности седла

Сначала рассчитывается НДС узла седло-основание клапана в случае, когда угол конусности седла и основания клапана совпадают и равны 30°. Поверхности и линии уровня интенсивности напряжений и деформаций в случае одинаковых углов конусности

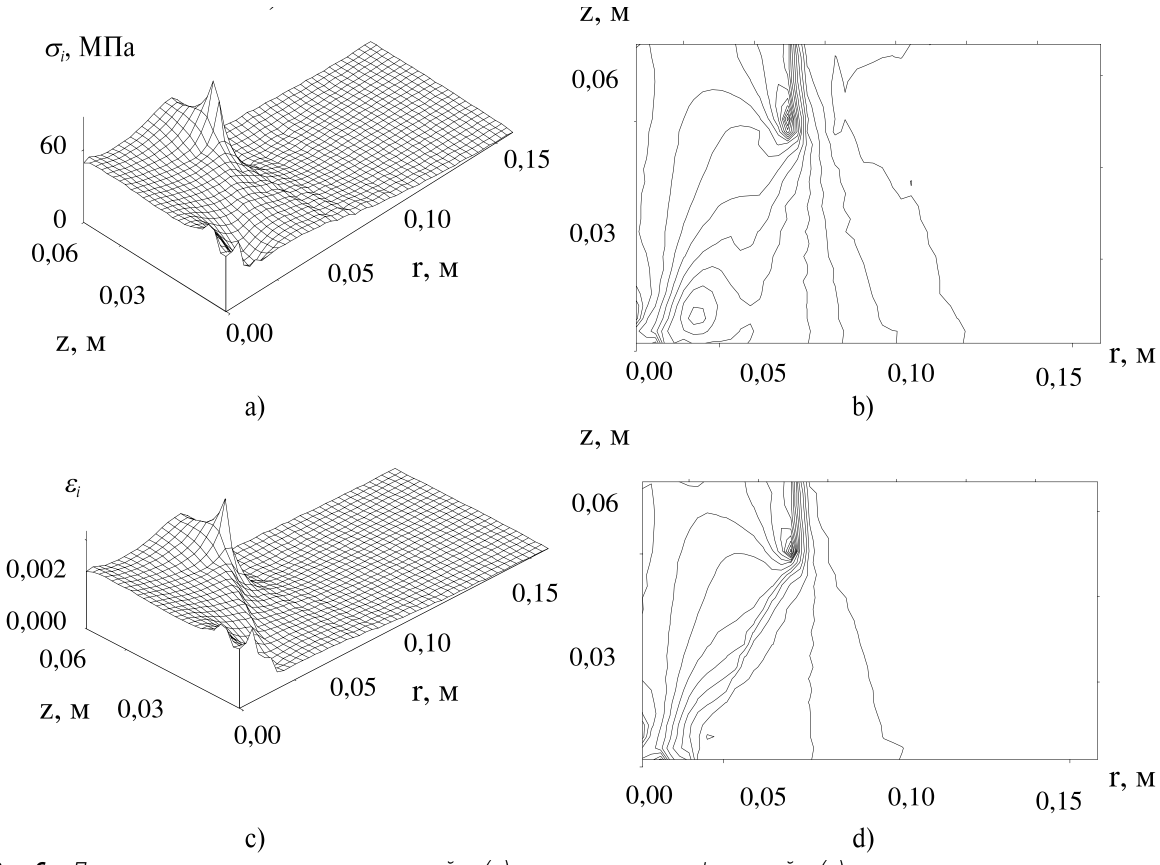


Рис. 6. *Поверхности интенсивности напряжений σ_i (a) и интенсивности деформаций ε_i (c), линии уровня интенсивности напряжений (b) и линии уровня интенсивности деформаций (d). Углы конусности седла и основания клапана совпадают (30°)*

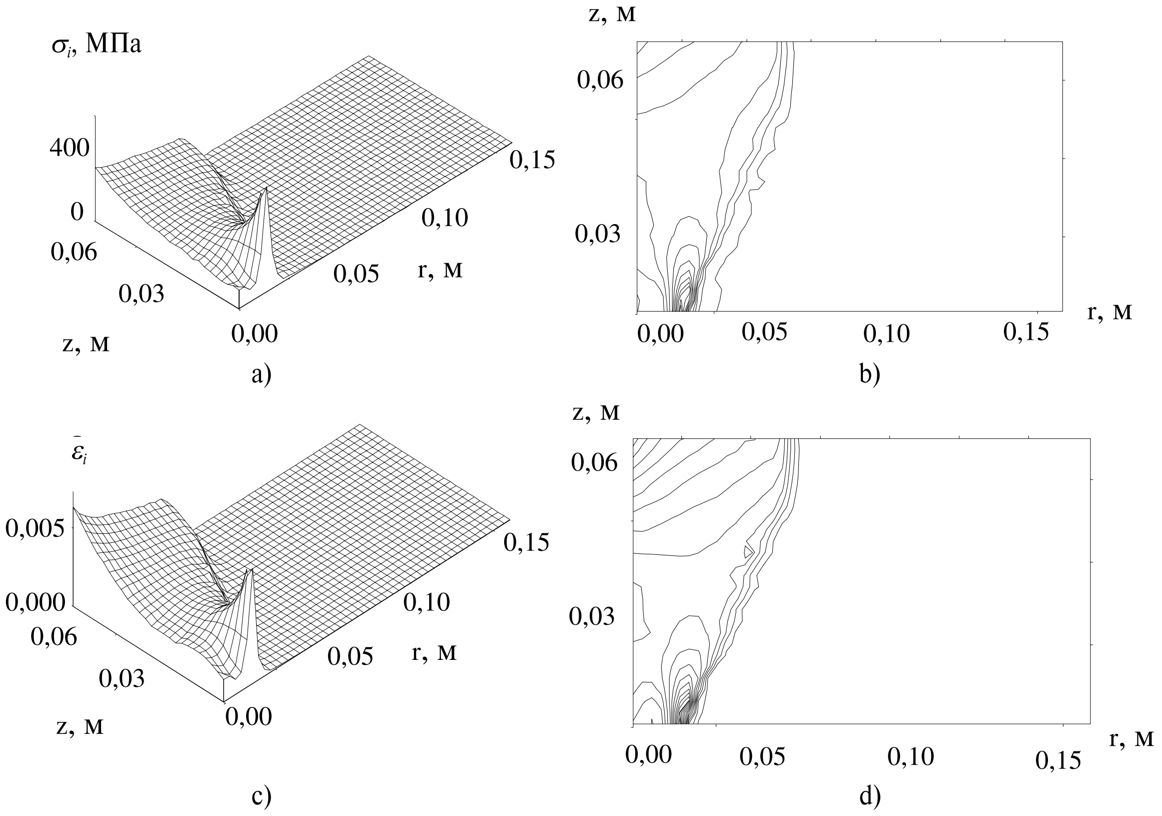


Рис. 7. *Поверхности интенсивности напряжений σ_i (a) и интенсивности деформаций ε_i (c), линии уровня интенсивности напряжений (b) и линии уровня интенсивности деформаций (d). Углы конусности седла (28°) и основания клапана (30°) не совпадают*

приведены на рис. 6. Параметры НДС клапана в случае, когда углы конусности седла (28°) и основания клапана (30°) не совпадают, приведены на рис. 7.

Следует отметить, что параметры НДС, рассчитанные для изменения углов конусности седла в пределах от 27° до 29°, отличаются незначительно.

На рис. 7 видна локализация параметров НДС на небольшом участке контактной поверхности при несовпадении углов конусности седла и основания клапана. Угол конусности седла клапана 28° обеспечивает на поверхности контакта седла и основания клапана уровень напряжений, сравнимый с уровнем напряжений на поверхности контакта седла и плунжера. Так как при этом уровне напряжений на контактной поверхности "седло-плунжер" обеспечивается герметизация, то и на поверхности "седло-основание клапана" обеспечивается герметичность соединения.

Таким образом, в конструкции аварийного клапана, в котором угол конусности седла клапана и основания отличаются на 1...3°, обеспечивается герметизация на поверхности "седло-основание клапана" за счет локализации сжимающих напряжений, сравнимых с напряжениями на контактной поверхности плунжер-седло клапана.

Выводы

1. В работе приведен пример численного решения осесимметричной контактной задачи теории упругости. Особенность постановки задачи и ее реализации заключается в том, что область контакта заранее неизвестна, а ее размеры определяются и уточняются в ходе решения. Разработанный алгоритм, основанный на использовании МКЭ в сочетании с процедурой пошагового приложения нагрузки, позволяет получить оценки параметров НДС в зоне контакта на каждом шаге нагружения и в окончательном рабочем состоянии.
2. Анализ НДС сопрягаемых элементов клапана в зоне контакта показывает, что изменение геометрии сопрягаемых элементов приводит к такому уровню напряжений в зоне контакта, что это сопряжение становится герметичным. В связи с этим предлагаемые упрощения в конструкции клапана являются вполне обоснованными.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. Пер. с англ. – М.: Наука, 1975. – 576 с.
2. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. Пер. с англ. – М.: Мир, 1979. – 392 с.
3. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 541 с.
4. Хофмейстер Л., Гринбаум Г., Ивенсен Д. Упругопластический расчет больших деформаций методом конечных элементов // Ракетная техника и космонавтика. – 1971. – Т. 9. – № 7. – С. 42–51.